

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: 56097661 A

(43) Date of publication of application: 06.08.81

(51) Int. Cl

F16H 37/02

(21) Application number: 54171885

(71) Applicant: TOYOTA MOTOR CORP

(22) Date of filing: 28.12.79

(72) Inventor: OKAWA SUSUMU

(54) AUTOMATIC TRANSMISSION

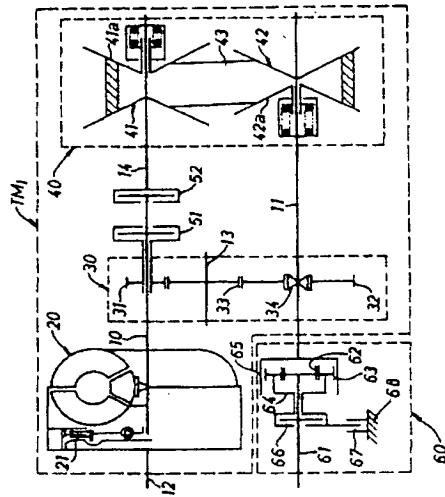
(57) Abstract:

PURPOSE: To provide an automatic transmission which has a compact constitution and can obtain a wide range of continuous transmission ratios by providing power connecting and disconnecting means in two step manners.

CONSTITUTION: An input shaft 10 and an output shaft 11 of an automatic transmission TM_1 are transmittably coupled through the first power transmission system with a reduction gear train 30 as the main constituent or the second power transmission system with a stepless speed change gear 40 as the main constituent, and the maximum reduction ratio of the stepless speed change gear 40 and the reduction ratio of the reduction gear train 30 are made to agree with each other. Then driver operates a shift lever (not shown) into N, I, D and R positions (not shown) to work the automatic transmission TM_1 . With the shift lever operated into the 1 and R positions, the torque T of a crank shaft 12 is developed to a high torque, between 4T and 2T, by a torque converter 20 and the reduction gear train 30 and transmitted to the output shaft 11 and then through a planet gears 60 and the final reduction gear to the

front axle. Accordingly, excellent properties of starting, climbing and reversing can be obtained.

COPYRIGHT: (C)1981,JPO&Japio



⑫ 特許公報 (B2)

昭63-14228

⑬ Int. Cl. *
F 16 H 37/02

識別記号

厅内整理番号
D-7617-3J

⑭ ⑮ 公告 昭和63年(1988)3月30日

発明の数 1 (全7頁)

⑯ 発明の名称 自動変速機

⑰ 特 願 昭54-171885

⑯ 公 開 昭56-97661

⑰ 出 願 昭54(1979)12月28日

⑯ 昭56(1981)8月6日

⑰ 発明者 大川 進 静岡県沼津市高砂町13番地の10

⑰ 出願人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地

⑰ 代理人 弁理士 長谷 照一

審査官 糸山 文夫

⑯ 参考文献 実開 昭52-114182 (JP, U)

1

2

⑰ 特許請求の範囲

1 入出力トルク比を入出力速度比に応じて1を越える設定値から1の間で順次変化させるコンバータレンジと、入出力トルク比を1で略一定に保持するカツプリングレンジを、変換点を境として連続的に有するトルクコンバータ、

このトルクコンバータが組付けられる入力軸に動力伝達可能に接続される入力歯車と、出力軸に動力伝達可能に接続される出力歯車を備えて、前記入力軸と出力軸を動力伝達可能に接続する減速歯車列、

この減速歯車列を含み前記入力軸から出力軸に至る第1動力伝達系中に設けられて、前記トルクコンバータのコンバタレンジにおいて動力伝達可能状態とされ、前記トルクコンバータのカツプリングレンジにおいて動力伝達不能状態とされる第1動力断続手段、

前記減速歯車列と並列的に設けられ、前記入力軸に動力伝達可能に接続される可変ピッチ型駆動ブーリと、この駆動ブーリに無端ベルト又はチーンを介して連結されかつ前記出力軸に動力伝達可能に接続される可変ピッチ型從動ブーリを備えて、前記入力軸と出力軸を前記減速歯車列によつて得られる減速比より小さい値で設定範囲内の減速比にて動力伝達可能に接続する無段変速装置、

この無段変速装置を含み前記入力軸から出力軸に至る第2動力伝達系中に設けられて、前記トルクコンバータのコンバタレンジにおいて動力伝

達不能状態とされ、前記トルクコンバータのカツプリングレンジにおいて動力伝達可能状態とされる第2動力断続手段、

を具備し、前記無段変速装置の最大減速比と前記減速歯車列の減速比を一致させてなる自動変速機。

発明の詳細な説明

本発明は、自動変速機に係り、特に、自動車等車両用の変速機として採用するに適した自動変速機に関する。

本発明の目的は、広範囲の連続した変速比を得ることのできるコンパクトな自動変速機を提供することにある。

以下に、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。第1図は本発明の第1実施例を示していて、本発明による自動変速機TM₁をフロントエンジン・フロントドライブ型式の自動車用変速機として使用した例を概略的に示している。自動変速機TM₁は、互いに平行な入力軸10と出力軸20を備えていて、入力軸10の右端にはトルクコンバータ20が組付けられ、このトルクコンバータ20のポンプ軸にはエンジンのクランク軸12が連結されている。

トルクコンバータ20は、ロツクアップクラッチ21を備えた公知の3要素1段2相型のものであり、ロツクアップクラッチ21の非作動時において、第2図にて示した特性を有している。すなわち、このトルクコンバータ20においては、ロ

ツクアップクラッチ 2 1 の非作動時において、速度比 e ($\frac{\text{入力軸 } 1 0 \text{ の回転数}}{\text{クラシク軸 } 1 2 \text{ の回転数}}$) とトルク比 t ($\frac{\text{入力軸 } 1 0 \text{ のトルク}}{\text{クラシク軸 } 1 2 \text{ のトルク}}$) の関係が特性線 I のごとく変化し、また速度比 e と効率 η ($\frac{\text{入力軸 } 1 0 \text{ に出力される馬力}}{\text{クラシク軸 } 1 2 \text{ から入力される馬力}} \times 100$) の関係が特性線 II のごとく変化し、両特性線 I, II の交換点 P に至る間のコンバータレンジ A においてはトルク比 t が 2 から 1 へと順次変化し、また交換点 P 後のカッブリングレンジ B においてはトルク比 t が 1 で略一定である。なお、ロツクアップクラッチ 2 1 は変速比 e が略 1 である場合にのみ作動状態とされるように構成されている。

しかし、本実施例においては、自動変速機 TM₁ において入力軸 1 0 と出力軸 1 1 が減速歯車列 3 0 を主体とする第 1 動力伝達系又は無段変速装置 4 0 を主体とする第 2 動力伝達系により動力伝達可能に連結される構成となつていて。

減速歯車列 3 0 は、入力軸 1 0 上に回転自在に組付けられ第 1 油圧クラッチ 5 1 により入力軸 1 0 に動力伝達可能に接続される小径の入力歯車 3 1 と、出力軸 1 1 に出力軸 1 1 への動力伝達を可能とするワンウェイクラッチ 3 4 を介して組付けた大径の出力歯車 3 2 と、中間軸 1 3 に一体的に設けられ両歯車 3 1, 3 2 と常時噛合する中間歯車 3 3 からなる。この減速歯車列 3 0 においては、減速比 TD_{30} ($TD_{30} = r_{32} / r_{31}$ 、但し、 r_{31} : 入力歯車 3 1 の半径、 r_{32} : 出力歯車 3 2 の半径) が無段変速装置 4 0 の最大減速比（後述する回転速度比 e^* が $e^* = e^* \min = 1 / 2$ である場合に相当する）に一致させて 2 に設定されている。

無段変速装置 4 0 は、減速歯車列 3 0 に対して並列的に設けられていて、入力軸 1 0 と同軸的に配設され第 2 油圧クラッチ 5 2 により入力軸 1 0 に動力伝達可能に接続される副軸 1 4 上にトルク伝達可能に設けた可変ピッチ型駆動ブーリ 4 1 と、出力軸 1 1 上にトルク伝達可能に設けた可変ピッチ型駆動ブーリ 4 2 と、これら両ブーリ 4 1, 4 2 間に張設した無端 V ベルト（チェーンが採用されることもある）4 3 と、両ブーリ 4 1, 4 2 の両可動シーブ 4 1 a, 4 2 a（副軸 1 4、出力軸 1 1 にスプライン結合されている）を軸方

向へ移動して両ブーリ 4 1, 4 2 の有効径を当該車両の運転状態に応じて変化させる制御機構（図示せず）からなる。この無段変速装置 4 0 においては、両ブーリ 4 1, 4 2 の有効径を変化させる 5 ことによつて、副軸 1 4 の回転速度 ω_{14} と出力軸 1 1 の回転速度 ω_{11} との比 e^* ($e^* = \omega_{11} / \omega_{14}$) を所定範囲内にて連続的に変化させ得る。上記した回転速度比 e^* の範囲は、両ブーリ 4 1, 4 2 の有効径変化量によつて決まるものであり、適宜に設定 10 し得るものであるが、本実施例においては、 $e^* = 1/2 \sim 2$ （減速比にすれば、2 ~ 0.5）と設定して無段変速装置 4 0 を小型なものとし、当該自動変速機 TM₁ の小型化を計つている。

また、本実施例においては、自動変速機 TM₁ 15 の出力軸 1 1 に前進・後退切換用遊星歯車装置 6 0 が連結されていて、この遊星歯車装置 6 0 のサンギヤ軸 6 1 が終減速機（図示せず）を介してフロントアクスル（図示せず）に接続されている。遊星歯車装置 6 0 は、サンギヤ軸 6 1 上に一体的に 20 設けたサンギヤ 6 2 と、サンギヤ軸 6 1 上に回転自在に組付けられてブランタリギヤ 6 3 を回転自在に支承するキャリヤ 6 4 と、出力軸 1 1 の左端にトルク伝達可能に連結したリングギヤ 6 5 とを備えており、キャリヤ 6 4 は第 3 油圧クラッチ 25 6 6 の作動によりサンギヤ軸 6 1 に連結され、また油圧ブレーキ 6 7 の作動により固定部材 6 8 に連結される。この遊星歯車装置 6 0 においては、サンギヤ 6 2 の歯数 Z_{62} とリングギヤ 6 5 の歯数 Z_{65} との比 ρ_{60} ($\rho_{60} = Z_{62} / Z_{65}$) が $3/4$ に設定されて 30 いる。したがつて、この遊星歯車装置 6 0 において、油圧クラッチ 6 6 が作動すると、サンギヤ軸 6 1 が出力軸 1 1 と同一方向に同一速度にて回転し、また油圧ブレーキ 6 7 が作動すると、サンギヤ軸 6 1 が出力軸 1 1 に対して反対方向に $4/3$ 倍 35 の速度にて回転する。

ところで、本実施例においては、運転者がシフトレバー（図示せず）を N 位置、I 位置、D 位置、R 位置へ操作することによつて、油圧クラッチ 5 1, 5 2, 6 6、油圧ブレーキ 6 7 の作動、40 及び無段変速装置 3 0 における制御機構の作動が制御される構成となつていて。すなわち、シフトレバーが N 位置に操作されている場合には、油圧クラッチ 5 1, 5 2, 6 6 及び油圧ブレーキ 6 7 が全て非作動状態とされ、また無段変速装置 4 0

における制御機構の作動が無効とされて $e^* = e^*_{min} = 1/2$ とされている。またシフトレバーが I 位置に操作されている場合には、トルクコンバータ 2 0 の全てのレンジにおいて、油圧クラッチ 5 1, 6 6 が作動状態とされる一方、第 2 油圧クラッチ 5 2 及び油圧ブレーキ 6 7 が非作動状態とされ、また無段変速装置 4 0 が N 位置におけるのと同様に $e^* = e^*_{min} = 1/2$ とされている。更に、シフトレバーが D 位置に操作されている場合には、トルクコンバータ 2 0 のコンバータレンジ A において、I 位置におけるのと同様に、油圧クラッチ 5 1, 6 6 が作動状態とされる一方、第 2 油圧クラッチ 5 2 及び油圧ブレーキ 6 7 が非作動状態とされ、また無段変速装置 4 0 が $e^* = e^*_{min} = 1/2$ とされ、トルクコンバータ 2 0 のカップリングレンジ B において、油圧クラッチ 5 2, 6 6 が作動状態とされる一方、第 1 油圧クラッチ 5 1 及び油圧ブレーキ 6 7 が非作動状態とされ、また無段変速装置 4 0 における制御機構の作動が有効とされて $e^* = 1/2 \sim 2$ の範囲内にて当該車両の運転状態に応じて変化される。更にまた、シフトレバーが R 位置に操作されている場合には、トルクコンバータ 2 0 の全てのレンジにおいて、第 1 油圧クラッチ 5 1 及び油圧ブレーキ 6 7 が作動状態とされる一方、油圧クラッチ 5 2, 6 6 が非作動状態とされ、また無段変速装置 4 0 が $e^* = e^*_{min} = 1/2$ とされている。

このように構成した本実施例においては、運転者がシフトレバーを N 位置、I 位置、D 位置、R 位置に操作すると、次のように作動する。

シフトレバーを N 位置に操作しておれば、油圧クラッチ 5 1, 5 2, 6 6 及び油圧ブレーキ 6 7 は全て非作動状態とされ、また無段変速装置 4 0 は $e^* = e^*_{min} = 1/2$ とされている。このため、このときには、クラシク軸 1 2 の回転はトルクコンバータ 2 0 を介して入力軸 1 0 に伝わるのみで、出力軸 1 1 には伝わらない。

また、当該車両を低速・登坂走行すべく上記 N 位置にあるシフトレバーを I 位置に操作すると、油圧クラッチ 5 1, 6 6 が作動状態とされ、クラシク軸 1 2 のトルク T がトルクコンバータ 2 0 により 2 倍のトルク 2T とされて入力軸 1 0 に伝わり、これが減速歯車列 3 0 により更に 2 倍のトルク 4T とされて出力軸 1 1 に伝わり、更にこれが

遊星歯車装置 6 0 及び終減速機を介してフロントアクスルに伝わって、当該車両は発進する。しかし、この場合には、トルクコンバータ 2 0 の全てのレンジにおいて油圧クラッチ 5 1, 6 6 が作動状態とされていて、トルクコンバータ 2 0 において変速比 e がゼロから 1 の間に変化し、トルク比 t が 2 から 1 の間に変化すると、出力軸 1 1 にクラシク軸 1 2 の 4 倍から 2 倍の間の高トルクが伝わって、当該車両は低速・登坂走行する。なお、この場合には、第 2 油圧クラッチ 5 2 が非作動状態とされているため、無段変速装置 4 0 において両ブーリー 4 1, 4 2 は回転速度比 $e^* = e^*_{min} = 1/2$ にて空転している。

また、当該車両を通常走行すべく上記 N 位置にあるシフトレバーを D 位置に操作すると、トルクコンバータ 2 0 のコンバータレンジ A においては、上記したシフトレバーの I 位置における作動と同様に、当該車両は発進し、低速走行する。しかし、この場合には、トルクコンバータ 2 0 の切換点 P において両油圧クラッチ 5 1, 5 2 の切換がなされ、トルクコンバータ 2 0 のカップリングレンジ B において、油圧クラッチ 5 2, 6 6 が作動状態とされる一方、第 1 油圧クラッチ 5 1 及び油圧ブレーキ 6 7 が非作動状態とされ、また無段変速装置 4 0 における制御機構の作動が有効とされて $e^* = 1/2 \sim 2$ の範囲内にて当該車両の運転状態に応じて変化し、出力軸 1 1 にクラシク軸 1 2 の 2 倍～1/2 倍のトルクが伝わって、当該車両は中・高速走行する。この中・高速走行時において、減速歯車列 3 0 はワンウェイクラッチ 3 4 の作用によりフリーとなつていて、上記した両油圧クラッチ 5 1, 5 2 の切換時においては、無段変速装置 4 0 の回転速度比 e^* が減速歯車列 3 0 の減速比 TD_{30} の逆数 $1/2$ と同じ値 $1/2 = e^*_{min}$ とされていて、副軸 1 5 の回転速度 ω_{15} ($\omega_{15} = \omega_{13} \times 2$) と入力軸 1 0 の回転速度 ω_{10} ($\omega_{10} = \omega_{13} \times 2$) が同一回転速度であるため、切換（变速）ショックは生じない。

また、当該車両を後退させるべく上記 N 位置にあるシフトレバーを R 位置に操作すると、油圧クラッチ 5 1, 6 7 が作動状態とされ、クラシク軸 1 2 のトルク T が、上記 I 位置における場合と同様に、トルクコンバータ 2 0 及び減速歯車列 3 0 にて 4T から 2T までの高トルクとされて出力軸 1 1

に伝わり、これが遊星歯車装置 6 0 にて逆転され、終減速機を介してフロントアクセルに伝わって、当該車両は後退する。

以上のごとく、本実施例においては、シフトレバーが I 位置及び R 位置に操作されている場合、クランク軸 1 2 のトルク T がトルクコンバータ 2 0 及び減速歯車列 3 0 にて 4T ~ 2T 間の高トルクとされて出力軸 1 1 に伝わり、これが遊星歯車装置 6 0 及び終減速機を介してフロントアクスルに伝わるため、良好な発進・登坂性能及び後退性能が得られる。また、シフトレバーが D 位置に操作されている場合、クランク軸 1 2 のトルク T が、トルクコンバータ 2 0 及び減速歯車列 3 0 にて 4T ~ 2T のトルクとされ、またトルクコンバータ 2 0 及び無段変速装置 4 0 にて 2T ~ 1/2T のトルクとされて変速ショックなく出力軸 1 1 に伝わり、この広範囲の連続したトルク 4T ~ 1/2T (変速比) が遊星歯車装置 6 0 及び終減速機を介してフロントアクスルに伝わるため、良好な加速及び高速性能並びに良好な走行フィーリングが得られることは勿論のこと、燃料消費量の少ない最適な経済的走行を得ることができる。この経済的走行は、ロツクアップクラッチ 2 1 が作動状態とされることにより、効果的になされる。また本実施例においては、トルクコンバータ 2 0 のカップリングレンジ B においてのみ、無段変速装置 4 0 が動力を伝達し、発進・登坂・後退時のごとく入力軸 1 0 に高トルクが伝わるときには動力を伝達しないため、無段変速装置 4 0 の各構成部材の強度を不必要に高める必要はなく、無段変速装置 4 0 の小型・軽量化が可能である。

なお、上記実施例においては、出力軸 1 1 の図示左端をケースから突出させ、この突出端に遊星歯車装置 6 0 を連結して、本発明による自動変速機をフロントエンジン・フロントドライブ型式の自動車用変速機として使用するに適した構成の自動変速機 TM₁ とした例について説明したが、出力軸 1 1 の図示右端をケースから突出させ、この突出端に遊星歯車装置 6 0 を連結して本発明による自動変速機をフロントエンジン・リヤドライブ型式の自動車用変速機として使用するに適した構成の自動変速機とすることも可能である。

第 3 図は、第 1 実施例の変形例を示していて、この変形例においては、第 1 油圧クラッチ 5 1 が

中間軸 1 3 と中間歯車 3 3 間に設けられ、第 2 油圧クラッチ 5 2 が出力軸 1 1 と從動ブーリ 4 2 が組付けられている副軸 1 4 A 間に設けられ、また遊星歯車装置 6 0 A が自動変速機内に組込まれている。その他の構成は第 1 実施例と同じであり、また作動・効果は第 1 実施例と同じであるため、その説明は省略する。

第 4 図は本発明の第 2 実施例を示していて、本発明による変速機 TM₂ をフロントエンジン・リヤドライブ型式の自動車用変速機として使用した例を概略的に示している。この変速機 TM₂ においては、第 1 油圧クラッチ 5 1 及び二軸形減速歯車列 1 3 0 からなる第 1 動力伝達系、又は第 2 油圧クラッチ 5 2 及び反転同速歯車列 1 7 0 及び無段変速装置 4 0 からなる第 2 動力伝達系により入力軸 1 1 0 と出力軸 1 1 1 が動力伝達可能に連結される構成となっている。

減速歯車列 1 3 0 は、入力軸 1 1 0 上に回転自在に組付けられ第 1 油圧クラッチ 5 1 により入力軸 1 1 0 に動力伝達可能に接続される小径の入力歯車 1 3 1 と、出力軸 1 1 1 に output 軸 1 1 1 への動力伝達を可能とするワンウェイクラッチ 1 3 4 を介して組付けられ入力歯車 1 3 1 に常時噛合する大径の出力歯車 1 3 2 からなる。この減速歯車列 1 3 0 においては、減速比 TD₁₃₀ (TD₁₃₀ = r₁₃₂ / r₁₃₁、但し、r₁₃₁ : 入力歯車 1 3 1 の半径、r₁₃₂ : 出力歯車 1 3 2 の半径) が 2 に設定されていて、出力軸 1 1 1 が入力軸 1 1 0 に対して反対方向に 1/2 倍の速度にて回転される。

反転同速歯車列 1 7 0 は、入力軸 1 1 0 上に回転自在に組付けられ第 2 油圧クラッチ 5 2 により入力軸 1 1 0 に動力伝達可能に接続される入力歯車 1 7 1 と、副軸 1 1 4 に一体的に設けられて入力歯車 1 7 1 に常時噛合する入力歯車 1 7 1 と同径の出力歯車 1 7 2 からなり、入力軸 1 1 0 の回転は反転され同速にて副軸 1 1 4 に伝わる。

その他の構成は、上記第 1 実施例と同じであるため、同一部材に同一符号を付してその説明は省略する。なお、遊星歯車装置 6 0 のサンギヤ軸 6 1 は終減速機を介してリヤアクスルに連結されている。また、この第 2 実施例においては、出力軸 1 1 1 の回転が入力軸 1 1 0 の回転とは反対方向の回転として取り出されること以外は第 1 実施例の作動・効果と実質的に同じ作動・効果が得られ

る。

以上詳述したように、本発明においては、自動変速機を、

入出力トルク比を入出力速度比に応じて 1 を越える設定値から 1 の間で順次変化させるコンバータレンジと、入出力トルク比を 1 で略一定に保持するカツプリングレンジを、変換点を境として連結的に有するトルクコンバータ、

このトルクコンバータが組付けられる入力軸に動力伝達可能に接続される入力歯車と出力軸に動力伝達可能に接続される出力歯車を備えて、前記入力軸と出力軸を動力伝達可能に接続する減速歯車列、

この減速歯車列を含み前記入力軸から出力軸に至る第 1 動力伝達系中に設けられて、前記トルクコンバータのコンバータレンジにおいて動力伝達可能状態とされ、前記トルクコンバータのカツプリングレンジにおいて動力伝達不能状態とされる第 1 動力断続手段、

前記減速歯車列と並列的に設けられ、前記入力軸に動力伝達可能に接続される可変ピッチ型駆動ブーリと、この駆動ブーリに無端ベルト又はチーンを介して連結されかつ前記出力軸に動力伝達可能に接続される可変ピッチ型從動ブーリを備えて、前記入力軸と出力軸を前記減速歯車列によつて得られる減速比より小さい値で設定範囲内の減速比にて動力伝達可能に接続する無段変速装置、

この無段変速装置を含み前記入力軸から出力軸に至る第 2 動力伝達系中に設けられて、前記トルクコンバータのコンバータレンジにおいて動力伝達不能状態とされ、前記トルクコンバータのカツプリングレンジにおいて動力伝達可能状態とされる第 2 動力断続手段、

を具備してなる構成とし、かつ前記無段変速装置の最大減速比と前記減速歯車列の減速比を一致させたので、

① トルクコンバータのコンバータレンジにおいて得られる最大トルク比 (1 を越える設定値) と減速歯車列の減速比によって決定される変速比 (当該変速機の最大減速比) からトルクコン

バータのカツプリングレンジにおいて得られるトルク比 (1 で略一定) と無段変速装置の最小減速比によって決定される変速比 (当該変速機の最小減速比) までの広範囲の連続した変速比を変速ショックなく得ることができ、良好な発進・加速及び高速性能並びに良好な走行フィーリングを得ることができる。

② ①の作用効果を得るための動力伝達構成要素が、トルクコンバータ、減速歯車列、第 1 動力断続手段、無段変速装置、第 2 動力断続手段の 5 要素であるため、当該自動変速機をコンパクトに構成することができる。

③ トルクコンバータのカツプリングレンジにおいてのみ、無段変速装置が動力を伝達し、トルクコンバータがコンバータレンジにあつて入力軸に高トルクが伝わるときには動力を伝達しないため、無段変速装置の各構成部材の強度を不必要に高める必要はなく、無段変速装置の小型・軽量化を図ることができる。

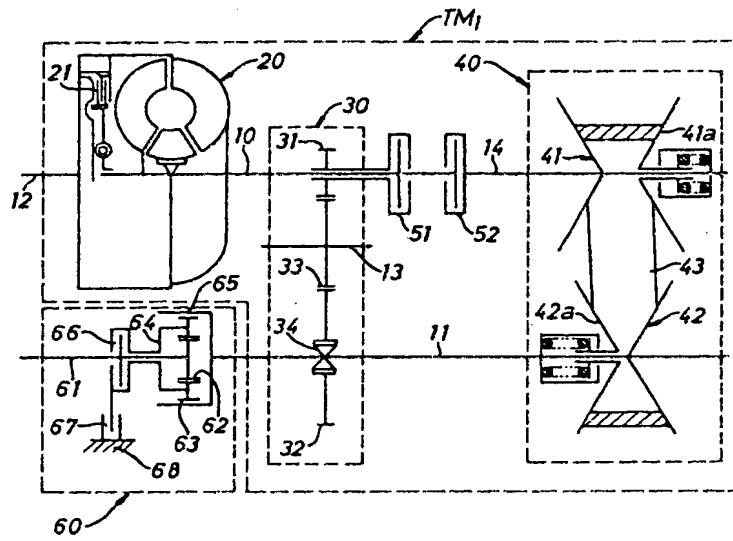
20 ④ 車両の全走行中の大部分を占める中・高速走行時に、無段変速装置によつて得られる設定範囲内の減速比にて、燃料消費量の少ない最適な走行が可能であり、経済的走行が可能である。といった作用効果が期待できる。

25 図面の簡単な説明

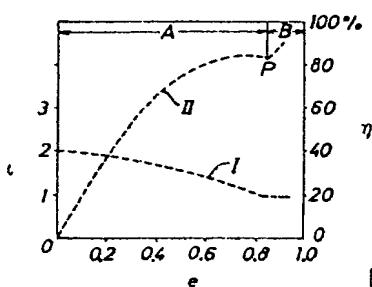
第 1 図は本発明の第 1 実施例を示すスケルトン図、第 2 図は第 1 図に示したトルクコンバータの特性線図、第 3 図は第 1 実施例の変形例を示すスケルトン図、第 4 図は本発明の第 2 実施例を示すスケルトン図である。

符号の説明、1 0 ……入力軸、1 1 ……出力軸、2 0 ……トルクコンバータ、3 0 ……減速歯車列、3 1 ……入力歯車、3 2 ……出力歯車、4 0 ……無段変速装置、4 1 ……可変ピッチ型駆動ブーリ、4 2 ……可変ピッチ型從動ブーリ、4 3 ……無端 V ベルト、5 1 ……第 1 油圧クラッチ (第 1 動力断続手段)、5 2 ……第 2 油圧クラッチ (第 2 動力断続手段)、A ……コンバータレンジ、B ……カツプリングレンジ、TM ……自動変速機。

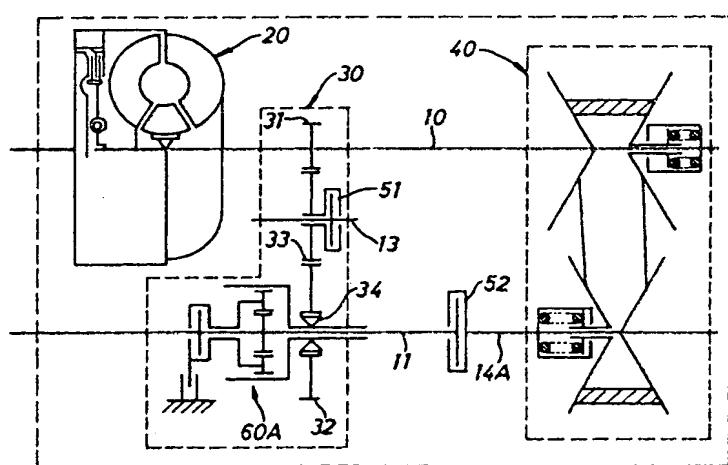
第1図



第2図



第3図



第4図

